

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Univerzální mechanismus pohonu anténních systémů

Universal Mechanism for Driving of Antenna Systems

Student:

Ondřej Sládek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Miroslav Trochta

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **Ondřej Sládek**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: **Univerzální mechanismus pohonu anténních systémů**
Universal Mechanism for Driving of Antenna Systems

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh mechanismu pohonu anténních systémů. Mechanismus musí být otočný při maximálních otáčkách 15 ot/min a nosnosti 1000kg. Provozní teplota v rozsahu -40C až 50C. Mechanismus musí umožňovat výměnu motoru za provozu a výměnu ložiska hlavního ložiska bez demontáže antény. Systém je zatížen kromě vlastní váhy také silou od větru o rychlosti 36 m/s působícího na antény. Nakreslete sestavný výkres a dílenský výkres vybraného dílu.

Seznam doporučené odborné literatury:

Seznam doporučené odborné literatury:

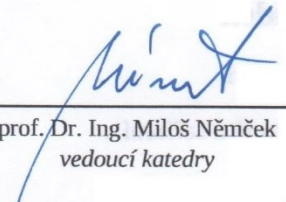
1. Bolek,A.; Kochman,J. Části strojů I. Praha: SNTL, 1989. 775s. ISBN 80-03-00046-7
2. Kaláb,K. Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části spojovací. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 90s. ISBN 978-80-248-1290-8
3. Leinveber,J.; Vávra,P. Strojnické tabulky. Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. 914s. ISBN 80-7361-033-7
4. Němček,M. Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoje. Skriptum VŠB-TU Ostrava. Ostrava, 2002. 111s. ISBN 978-80-248-1290-8
5. Normy, katalogy, prospekty a [www-stránky](#) k dané problematice

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Miroslav Trochta**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona § č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Ondřej Sládek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Sokolovská 509

686 01 Uherské Hradiště

Anotace

Sládek, O. *Univerzální mechanismus pohonu anténních systémů : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 47 s. Vedoucí práce: TROCHTA, M.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem univerzálního mechanismu pohonu anténního systému. Při konstrukčním návrhu jednotlivých součástí se vychází z daných požadavků mechanismu. V úvodu je zmíněna hlavní funkce radaru a možnosti použití. Následující kapitola obsahuje informace o vývoji radarů a jejich konstrukčních rozdělení. Dále se práce zabývá volbou pohonného ústrojí a konstrukcí hlavních částí mechanismu. Byly provedeny kontrolní výpočty hlavních částí, výpočet trvanlivosti ložisek a pevnostní kontrola navrženého ozubeného převodu.

Annotation

Sládek, O. *Universal Mechanism for Driving of Antenna Systems : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 47 p. Thesis head: TROCHTA, M.

This bachelor thesis deals with the design of universal driving mechanism of antenna system. The design of individual parts proceeds from the given mechanism's requirements. The main function of radar and possibilities of its usage are mentioned in the introduction. The following chapter contains information about the development of radars and their structural division. The thesis also deals with the choice of driving system and the design of mechanism's main parts. The check calculations of main parts along with the calculation of bearing's durability and strength calculation of designed gear transmission were performed.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	8
Úvod.....	12
1 Rešerše.....	13
1.1 Rozdělení.....	13
2 Návrh konstrukčního řešení.....	17
2.1 Nakupované součásti.....	17
2.2 Vyráběné součásti	20
3 Výpočty	23
3.1 Stanovení průměrů hřídele	24
3.2 Návrh a kontrola hřídelových per	25
3.3 Úroveň zátěže.....	27
3.4 Ozubený převod	28
3.5 Výpočet reakcí v podporách na hřídeli při úrovni zátěže 100%	28
3.6 Výpočet reakcí v podporách na hřídeli při úrovni zátěže 14%	31
3.7 Kontrola ložisek hnací hřídele při úrovni zátěže 100%	31
3.8 Kontrola ložisek hnací hřídele při úrovni zátěže 14%	33
3.9 Kontrola hnacího hřídele.....	34
3.10 Kontrola podstavy na vzpěr.....	38
3.11 Pevnostní analýza	40
3.12 Hlavní ložisko.....	42
3.13 Kontrola ozubeného převodu	43
4 Závěr.....	44
5 Seznam použité literatury	45
6 Seznam příloh.....	47

Seznam použitých značek a symbolů

α_1	Součinitel spolehlivosti	—
α_{SKF}	Součinitel trvanlivosti podle SKF	—
b	Šířka těsného pera	mm
C	Základní dynamická únosnost	kN
d	Průměr hřídele	mm
d_{AA}/d_{BB}	Průměr hřídele v průřezu A-A/B-B	mm
d_m	Střední průměr ložiska	mm
d_p	Roztečný průměr pastorku	mm
d'	Předběžný průměr hřídele	mm
E	Modul pružnosti	MPa
F	Síla	N
F_a	Axiální síla	N
F'_a	Ekvivalentní axiální síla	N
F_{aa}	Síla zatěžující anténu	N
F_{ah}	Síla vyvozená váhou součástí antény	N
$F_{a,mech}$	Síla vyvozená váhou mechanismu	N
F_{kr}	Kritická síla	N
F_r	Radiální síla	N
$F_{r1,2}/F_{r2,1}$	Radiální síla úroveň zátěže 100%	N
$F_{r1,2}^{14}/F_{r2,1}^{14}$	Radiální síla úroveň zátěže 14%	N
$F_{t1,2}/F_{t2,1}$	Obvodová síla úroveň zátěže 100%	N
$F_{t1,2}^{14}/F_{t2,1}^{14}$	Obvodová síla úroveň zátěže 14%	N
g	Gravitační zrychlení	mm · s ⁻²
h	Šířka těsného pera	mm
i_{min}	Minimální kvadratický poloměr	mm
i_p	Převodový poměr v převodovce	—
i_s	Převodový poměr ozubeného soukolí	—
J_{min}	Minimální centrální kvadratický moment	mm ⁴
$J_{y1}/J_{y2}/J_{y3}$	Moment setrvačnosti v ose Y	mm ⁴
$J_{z1}/J_{z2}/J_{z3}$	Moment setrvačnosti v ose Z	mm ⁴

J_{yt}/J_{zt}	Kvadratický moment průřezu	mm^4
K_A	Dynamická bezpečnost	—
k	Bezpečnost	—
k_{SAA}/k_{SBB}	Statická bezpečnost v průřezu A-A/B-B	—
$k_{d\sigma AA}/k_{d\sigma BB}$	Dynamická bezpečnost v ohybu v průřezu A-A/B-B	—
$k_{s\tau AA}/k_{s\tau BB}$	Statická bezpečnost ve smyku v průřezu A-A/B-B	—
k_{vAA}/k_{vBB}	Výsledná bezpečnost v průřezu A-A/B-B	—
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska	<i>mil. ot.</i>
L_{10h}	Základní trvanlivost ložiska v provozních hodinách	<i>h</i>
L_{nm}	Trvanlivost ložiska podle SKF	<i>mil. ot.</i>
L_{nmh}	Trvanlivost ložiska podle SKF v provozních hodinách	<i>h</i>
l	Délka těsného pera	<i>mm</i>
l_{red}	Redukovaná délka	<i>mm</i>
l'	Předběžná délka těsného pera	<i>mm</i>
M	Klopný moment	<i>Nm</i>
M'	Ekvivalentní klopný moment	<i>Nm</i>
M_{k1}	Krouticí moment elektromotoru	<i>Nm</i>
M_{k1}^{14}	Krouticí moment elektromotoru úroveň zátěže 14%	<i>Nm</i>
M_{k2}	Krouticí moment převodovky	<i>Nm</i>
M'_{k2}	Krouticí moment převodovky teoretický	<i>Nm</i>
M_{k2}^{14}	Krouticí moment převodovky úroveň zátěže 14%	<i>Nm</i>
M_{k3}	Krouticí moment na hlavním ložisku	<i>Nm</i>
M_{k3}^{14}	Krouticí moment na hlavním ložisku úroveň zátěže 14%	<i>Nm</i>
$M_{k2AA-BB}$	Krouticí moment mezi průřezy A-B	<i>Nm</i>
M_{oAA}	Ohybový moment výsledný v průřezu A-A	<i>Nm</i>
M_{oBB}	Ohybový moment výsledný v průřezu B-B	<i>Nm</i>
M_{oxzAA}	Ohybový moment v průřezu A-A roviny x-z	<i>Nm</i>
M_{oxzBB}	Ohybový moment v průřezu B-B roviny x-z	<i>Nm</i>
M_{oyzAA}	Ohybový moment v průřezu A-A roviny y-z	<i>Nm</i>
M_{oyzBB}	Ohybový moment v průřezu B-B roviny y-z	<i>Nm</i>
m_a	Hmotnost antény	<i>kg</i>
m_m	Hmotnost mezikusu	<i>kg</i>

m_{mech}	Hmotnost mechanismu bez částí antény	kg
m_n	Hmotnost nosné části	kg
m_o	Hmotnost ostatních dílů	kg
m_c	Hmotnost celková	kg
n	Číselná konstanta, charakterizující uložení prutu	—
n_n	Otáčky	min^{-1}
n_1	Otáčky elektromotoru	min^{-1}
n_2	Otáčky převodovky	min^{-1}
n_2'	Otáčky převodovky teoretické	min^{-1}
n_3	Otáčky hlavního ložiska	min^{-1}
P	Ekvivalentní dynamické zatížení	kN
P_A/P_B	Ekvivalentní dynamické zatížení ložisko A/B	kN
P_u	Mezní únavové zatížení	kN
P_1	Výkon elektromotoru	kW
P_1^{14}	Výkon elektromotoru úroveň zátěže 14%	kW
P_2	Výkon v převodovce	kW
P_2'	Výkon v převodovce teoretický	kW
P_2^{14}	Výkon v převodovce úroveň zátěže 14%	kW
P_3	Výkon na hlavním ložisku	kW
P_3^{14}	Výkon na hlavním ložisku úroveň zátěže 14%	kW
p	Tlak	MPa
p_D	Tlak dovolený	MPa
R_e	Mez kluzu materiálu	MPa
R_{e14220}	Mez kluzu materiálu 14 220	MPa
R_m	Mez pevnosti materiálu	MPa
R_{xzA}/R_{xzB}	Reakce v podporách hřídele A/B v rovině x-z	N
R_{yzA}/R_{yzB}	Reakce v podporách hřídele A/B v rovině y-z	N
R_{vrA}/R_{vrB}	Výsledná radiální reakce v podporách A/B	N
$R_{xzA}^{14}/R_{xzB}^{14}$	Reakce v podporách hřídele A/B v rovině x-z při 14%	N
$R_{yzA}^{14}/R_{yzB}^{14}$	Reakce v podporách hřídele A/B v rovině y-z při 14%	N
$R_{vrA}^{14}/R_{vrB}^{14}$	Výsledná radiální reakce v podporách A/B při 14%	N
S	Plocha průřezu	mm^2

S_o	Součinitel statické bezpečnosti podle PSL a.s.	—
t	Hloubka drážky v hřídeli	mm
t_1	Hloubka drážky v náboji	mm
W_k	Modul průřezu v krutu	mm^3
z_1	Počet zubů pastorku	—
z_2	Počet zubů kola	—
α_n	Úhel záběru	°
$\alpha_{\sigma AA}/\alpha_{\sigma BB}$	Tvarový součinitel v průřezu A-A/B-B namáhání na ohyb	—
$\alpha_{\tau AA}/\alpha_{\tau BB}$	Tvarový součinitel v průřezu A-A/B-B namáhání na krut	—
β_{oAA}/β_{oBB}	Vrubový součinitel v průřezu A-A/B-B	—
η_p	Účinnost převodovky	—
η_s	Účinnost ozubeného převodu	—
κ	Viskozni poměr	—
λ	Štíhlostní poměr prutu	—
λ_m	Mezní štíhlostní poměr	—
ν	Skutečná provozní viskozita maziva	mm^2/s
ν_1	Teoretická viskozita zaručující dobré mazání	mm^2/s
$\sigma_{aoAA}/\sigma_{aoBB}$	Amplituda napětí v průřezu A-A/B-B	MPa
$\sigma_{co14220}$	Mez únavy v ohybu oceli 14 220	MPa
$\sigma_{coAA14220}^*$	Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A	MPa
$\sigma_{coBB14220}^*$	Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B	MPa
σ_D	Napětí dovolené	MPa
$\sigma_{redAA}/\sigma_{redBB}$	Redukované napětí v průřezu A-A/B-B	MPa
$\sigma_{soAA}/\sigma_{soBB}$	Ohybové napětí v průřezu A-A/B-B	MPa
σ_u	Mez úměrnosti materiálu	MPa
$\tau_{D,krut}$	Napětí dovolené v krutu	MPa
τ_{sAA}/τ_{sBB}	Smykové napětí v průřezu A-A/B-B	MPa

Použité značení rozměrů na výpočtových schématech:

$d, d_{AA}, d_{BB}, l_A, l_B, l_1, l_2$

Úvod

Radarové systémy nacházejí využití především v letovém provozu. Jsou schopny lokalizovat letící objekty ve vzdušném prostoru a tím zajišťují minimalizaci rizika srážek a kolizí letadel.

Existuje široké spektrum konstrukcí radiolokátorů. Univerzálnost mechanismu spočívá v možnosti použití širokého spektra antén.

Cílem práce je konstrukční návrh univerzálního mechanismu aktivního radaru, který musí vyhovět stanoveným požadavkům. Mechanismus musí být otočný při zadaných maximálních otáčkách a nosnosti 1000 kg. Výměna hlavního ložiska musí probíhat bez demontáže antény. Výměna elektromotoru musí probíhat při chodu zařízení. Systém je zatěžován vlastní vahou a silou od rychlosti proudění větru.

1 Rešerše

Nejprve objasnění pojmu RADAR. Slovo radar vzniklo zkrácením výrazu z anglického jazyka „Radio Detection And Ranging“ což znamená „Rádiové odhalování a určování vzdálenosti“. To vyjadřuje funkci radarů a jejich hlavní použití.

Radiolokátory neboli radary jsou velmi důležitá technická zařízení využívaná především k zajišťování bezpečnosti letového provozu v civilní dopravě a pro vojenské účely. Byly to právě vojenské účely, které položily základní kámen radiolokace ve druhé polovině 19. století. Největší rozvoj radarů byl zaznamenán příchodem 2. světové války.

Radiolokátor slouží k získávání informací o cíli prostřednictvím elektromagnetických vln. Elektromagnetické vlny jsou vysílány z anténního systému do prostoru, kde se odrazí od předmětu nacházejícího se v jeho dosahu. Sledována je poloha objektu v prostoru a jeho parametry jako je směr a rychlost.

Jelikož na radarové systémy jsou kladeny vysoké nároky zejména z hlediska spolehlivosti, musí splňovat přísné normy a předpisy, které zahrnují požadavky na spolehlivost a dostupnost radiolokátoru.

Nezanedbatelná je také ochrana částí radarového celku z důvodu pracovních podmínek v daném klimatu. Tím se myslí povrchové úpravy součástí, ochranné nástříky a nátěrové hmoty podle použitého materiálu dané části.

1.1 Rozdělení

Aktivní radary

Aktivní radiolokátor uvedený do činnosti vykonává rotační pohyb kolem své svislé osy. Zdroj tohoto pohybu realizuje elektromotor s převodovkou. V dnešní době se k přenosu krouticího momentu vycházejícího z převodovky na anténu využívá převodu ozubenými koly.

Primární přehledový radar

Primární radar (Obr. 1) generuje a vysílá elektromagnetické vlny a řadí se mezi aktivní radary. Vyslané elektromagnetické vlny se šíří do okolního prostoru a odrazí se od předmětů pohybujících se v tomto prostoru. Odražené vlny radar přijímá a následně zpracovává. Ze zpoždění mezi vyslaným a přijatým signálem se vypočte vzdálenost, v jaké se objekt nachází a pomocí směrových vlastností antény se určí směr objektu.

Primární radary se skládají z vysílače, který generuje signál. Anténa zajišťuje vysílání signálu (elektromagnetických vln) do prostoru a přijímá vlny odražené. Přijímač přijatý signál upraví a tím ho připraví pro další zpracování. Signálový procesor vyhodnocuje parametry objektů, jejich rychlost, polohu a další. Získané údaje se zpracují lokálně nebo se dále předávají do multiradarové sítě.



Obr. 1 - Primární přehledový radar [8]

Sekundární přehledový radar

Sekundární radary (Obr. 2) generují a vysílají elektromagnetickou vlnu, ale místo odražené vlny přijímají signál vyslaným odpovídačem, které je umístěný ve sledovaném objektu. Často jsou sekundární radary používány jako doplněk radarů primárních a jejich anténa bývá nainstalována nad anténou primárního radaru. Mají příznivější výkonovou bilanci a větší dosah.



Obr. 2 - Sekundární přehledový radar [9]

Pasivní radary

U pasivních radarů nedochází k otáčení antény. K plnění správné funkce dochází pouhým nastavením antény do přesné polohy. Toto nastavení je prováděno u pasivních radarů menších rozměrů ručně, u rozměrově větších pasivních radarů je přesná poloha nastavena mechanicky.

Využívají signál generovaný a vysílaný jiným objektem. Zdroje těchto signálů mohou být například mobilní telefony nebo jiná elektronická zařízení. Pro jejich činnost není nutná vysílací frekvence a provozem nezatěžují okolí elektromagnetickým signálem.

Pasivní radiolokační systém SSD

Stanice SSD (Obr. 3) tvoří součást systému radioelektronického průzkumu a monitorování radioelektronických signálů. Stanice se skládá z anténní jednotky umístěné na kolovém podvozku a vyhodnocovací části, která je skryta v karoserii automobilu.



Obr. 3 - Pasivní radiolokační systém [10]

2 Návrh konstrukčního řešení

Mechanismus se skládá z pohonných komponentů a hlavních nosných částí. Pohonné ústrojí je tvořeno normalizovanými prvky. Nosné prvky jsou komplikované svařence, které je nutno vyrobit.



Obr. 4 - Konstrukční řešení mechanismu radaru

2.1 Nakupované součásti

Elektromotor

Elektromotor byl zvolen třífázový asynchronní s kotvou na krátko od výrobce Siemens. Motor byl nakonfigurován s potřebnými specifikacemi přes software společnosti Siemens a umožňuje pohon primární antény. Jedná se o motor s označením 1LA7130-4AA61Z, který je upraven dle specifikace. Specifikace jsou označeny výrobcem K01 – snížená hladina vibrací, K35 – hliníkový ventilátor, K20 – zesílené ložisko, K94 – zajištění ložiska. Elektromotory mechanismu jsou napájeny přes frekvenční měniče, které umožňují plynulou změnu otáček v požadovaném rozsahu 8 až 15 otáček za minutu.

Každý z frekvenčních měničů ovládá jeden ze dvou asynchronních motorů. Měniče zajišťují plynulý rozběh a doběh motorů. K měničům jsou připojeny brzdné rezistory, které konvertují při brždění přebytečnou energii z motorů na teplo. Měniče jsou zapojeny v režimu „MASTER a SLAVE“. Pokud na jednom z měničů dojde k poruše, je druhý měnič schopen dalšího plynulého provozu bez nutnosti zastavení. Motory jsou spojeny s lamelovou spojkou pomocí čtyř šroubů M12.

Lamelová spojka

Lamelové spojky se souhrnně nazývají jako třecí čelní spojky. Řadí se mezi nejpoužívanější druhy spojek. Jejich výhodou je jednoduchá konstrukce, velká plocha třecích povrchů, dobře odvádí teplo a dochází k příznivému rozložení tlaku na třecím povrchu. Tento druh spojek pracuje na principu osově stlačovaných, respektive uvolňovaných třecích povrchů.

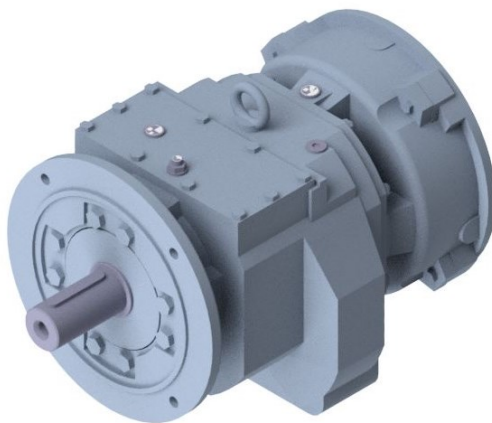
Mechanická mazaná lamelová spojka LSV 20 byla vybrána od výrobce PSP Pohony a.s. a slouží pro mechanické odpojení přenosu krouticího momentu směřujícího od elektromotoru do převodovky. To umožňuje demontáž i montáž motoru při chodu zařízení. Je zabudována do samonosné skříně. Uvnitř skříně je mechanismus na ovládání spojky a mechanická pomocná brzda. Na jedné straně skříně spojky je příruba pro připojení elektromotoru a dutá hřídel pro nasunutí hřídele elektromotoru. Na protilehlé straně skříně je příruba pro osazení převodovky a nachází se zde také plný výstupní hřídel.



Obr. 5 - Lamelová spojka LSV 20

Převodovka

Byla zvolena dvoustupňová čelní převodovka Siemens ZF89-K4-132, která slouží ke změně poměru otáček mezi elektromotorem a hlavním otočným ložiskem. Převodovka je osazena přírubou, kde se pomocí šroubů M12 spojí s krytem axiální čepové spojky BKN. Na straně druhé je osazena čtyřmi dírami se závitem pro šrouby M12, které slouží ke spojení s lamelovou spojkou LSV 20.



Obr. 6 - Převodovka Siemens ZF89-K4-132

Axiální čepová spojka

Axiální čepová spojka umožňuje montážní odchylky v souososti spojovaných částí mechanismu a dynamicky zabezpečuje mechanismus tlumením rázů při přenosu krouticího momentu. Hnací a hnaný člen tvoří kotouč tvaru příruby, ve kterém jsou střídavé otvory pro unášecí čepy a pouzdra. Krouticí moment je přenášen sudým počtem nekovových pouzder. Spojka je k dispozici u výrobce Kovo Brno – výrobní družstvo. Typové označení spojky BKN 200.

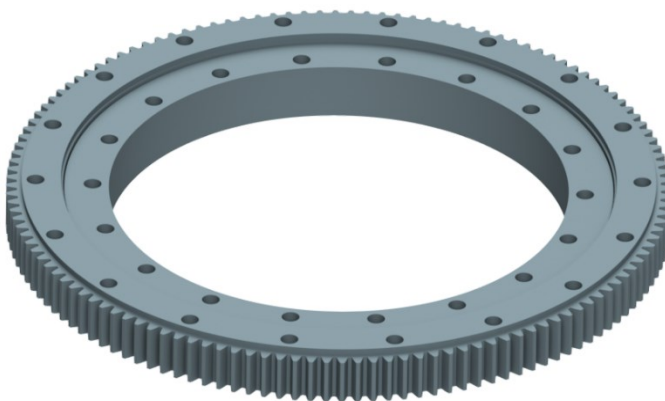


Obr. 7 - Axiální čepová spojka BKN 200

Hlavní ložisko

Hlavní velkorozměrná otočná ložiska – „otoče“ jsou ložiska, které mohou přenášet kombinované zatížení – axiální, radiální a klopný moment. Jsou opatřeny upevňovacími dírami, mazacími dírami a těsněním. Ložisko může být opatřeno vnějším i vnitřním ozubením. V tomto případě je použito ložisko s vnějším ozubením. Slouží jako základna otáčivého pohybu antény.

Označení válečkového ložiska 9E-1Z25-0675-0145-1. Ložisko je k vaně uchyceno přes vnitřní věnec 18 šrouby o velikosti M20 a vnější věnec ložiska nese kruhovou přírubu.



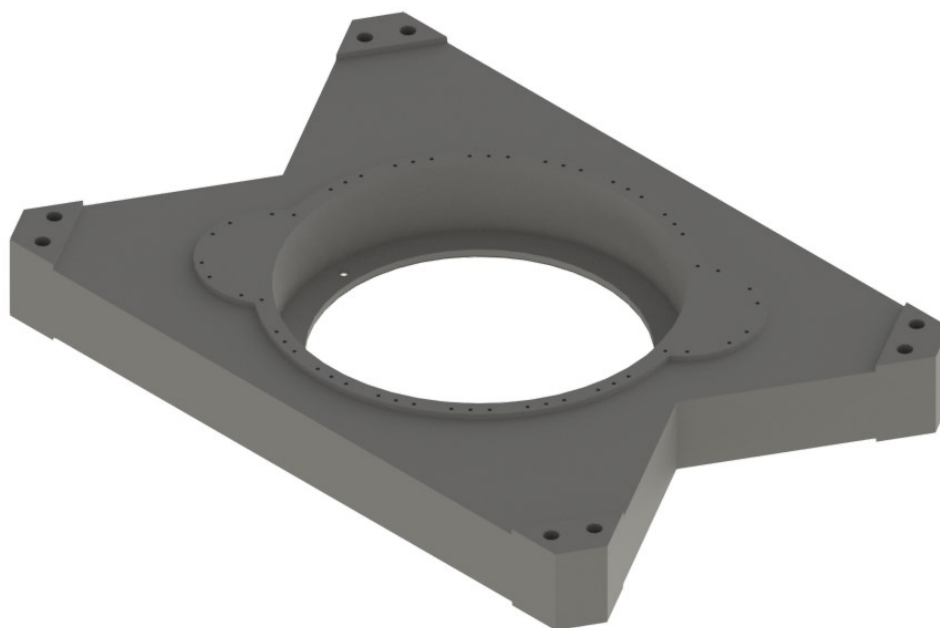
Obr. 8 - Velkorozměrové válečkové ložisko PSL

2.2 Vyráběné součásti

Nejnáročnější pro prvotní výrobu jsou jednoznačně níže uvedené díly těleso MZP a vana. Proto jejich návrhu a optimalizaci výroby musí být věnována mimořádná pozornost. Jedná se o rozměrné a komplikované svařence s následným přesným opracováním. Základní a nejdůležitější operací pro obrábění bude přesné ustavení a rozměření dílů při upínání. Po zhotovení musí být svařence žíhány na odstranění vnitřního pnutí.

Těleso MZP

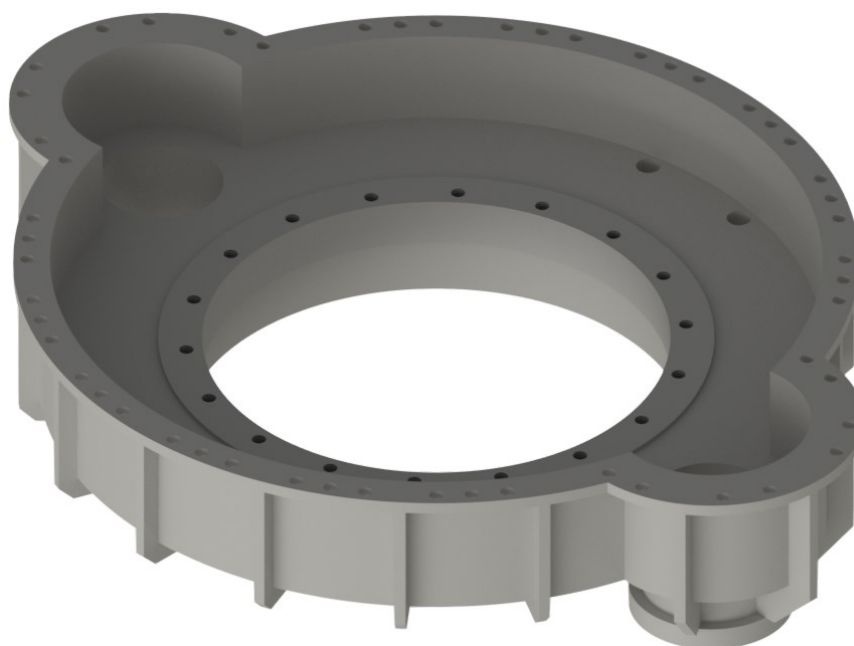
Těleso mechanismu základního pohybu je obdélníkového tvaru. Tvoří ho svařenec skříňové konstrukce vyrobené z ocelových plátů z konstrukční oceli a zároveň je nosnou částí pro uložení vany s převodovými prvky. Umožňuje upevnění ke čtyřem podstavám ve vrcholech obdélníkové základny pomocí osmi šroubů M36. Součástí nosného tělesa bude otvor pro nalévání oleje.



Obr. 9 - Těleso MZP

Vana

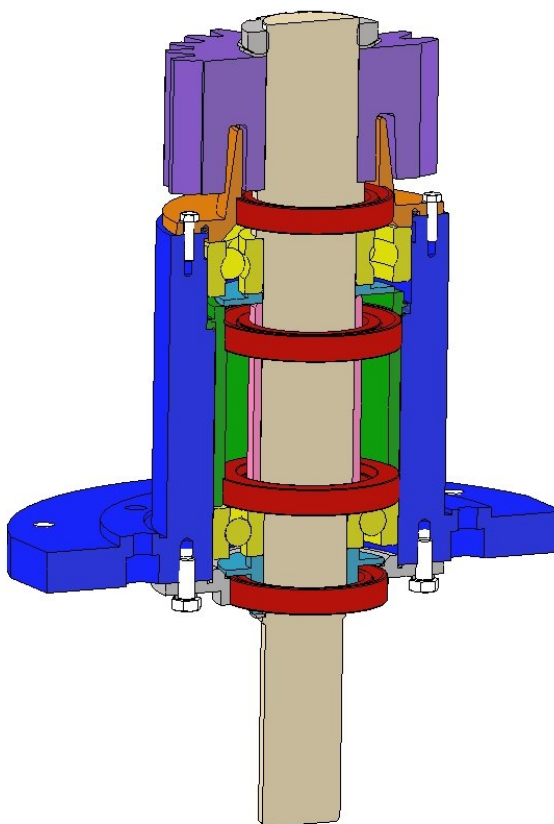
Vana je masivní svařenec z plechů a stočených profilů z konstrukční oceli. Po obvodě vany je 52 šroubů velikosti M12 pro přišroubování k tělesu MZP. Prostor musí být dokonale utěsněn, aby nedošlo k unikání oleje z prostorů vany. Na vanu se montují veškeré pohonné komponenty od elektromotoru po hřídel s pastorkem včetně hlavního ložiska. Svařenec obsahuje otvory pro vypouštění oleje v případě potřeby servisního zásahu.



Obr. 10 - Vana

Pastorek

Uložení pastorku (Obr. 11) tvoří samostatný montážní celek, který se po kompletaci zasune do tělesa mechanismu a pojistí šrouby. Pastorek je přitažen KM maticí na hřídeli, na který je krouticí moment přenášen pomocí těsného pera. Hřídel je uložena v kuličkových ložiscích. Ty jsou mazány tukem, který je k ložiskům vtlačován mazacími otvory. Otvory jsou vyvrtány v tělese vnějšího pouzdra. Těsnicí kroužky brání vnikání nečistot do prostoru ložisek a také úniku mazacího tuku. Příruba je z části zasunuta do drážky v pastorku a pojištěna šrouby k vnějšímu pouzdru, to zabránuje vnikání nečistot do prostoru mezi hřídel a těsnicí kroužky. Dochází ke zvýšení životnosti těsnících kroužků.



Obr. 11 - Hnací set s pastorkem

Těsnicí kroužek MZP

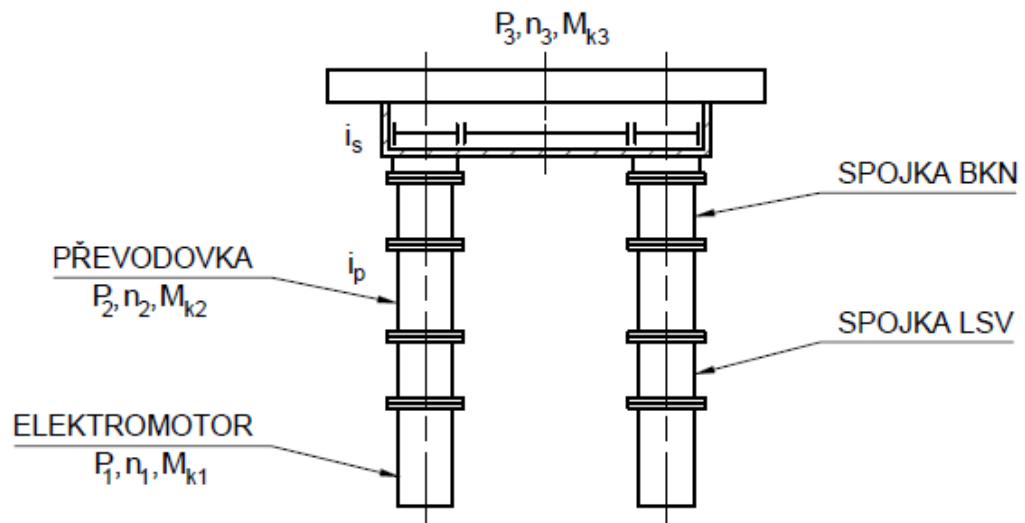
Těsnění se skládá ze dvou plechů, mezi které je vložen gumový límec. Montuje se na vnitřní část hlavního ložiska. Zabráňuje vnikání nečistot a zároveň nechtěnému úniku olejové náplně z prostoru vany.

Podstava

Jedná se o svařenec z normalizovaných obdélníkových polotovarů.

3 Výpočty

Pro plnění správné funkce a bezpečnosti chodu zařízení je nutné provést návrh částí mechanismu a následné kontrolní výpočty.



Obr. 12 - Schéma výkonů, otáček a krouticích momentů v mechanismu

Výkon, otáčky a krouticí momenty

Výpočet krouticího momentu na výstupu elektromotoru. Vstupními hodnotami jsou parametry elektromotoru. Elektromotor o výkonu $P_1 = 5,5 \text{ kW}$ a otáčkách $n_1 = 1455 \text{ min}^{-1}$.

$$M_{k1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{60 \cdot P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{60 \cdot 5500}{2 \cdot \pi \cdot 1455} = 36,097 \text{ Nm} \quad (1)$$

Výstup z převodovky. Jelikož jsou známy parametry navrženého elektromotoru a otáčky antény n_3 , musíme nejprve vypočítat teoretické hodnoty výkonu, otáček a krouticího momentu. Poté zpětně přepočítat parametry pohonu na výstupu převodovky při otáčkách antény (hlavního ložiska). Převodový poměr v převodovce $i_p = 15,66$ a účinnost převodovky $\eta_p = 0,99$. Převodový poměr soukolí $i_s = 6$ a účinnost $\eta_s = 0,99$.

$$P'_2 = P_1 \cdot \eta_p = 5,5 \cdot 0,99 = 5,445 \text{ kW} \quad (2)$$

$$n'_2 = \frac{n_1}{i_p} = \frac{1455}{15,66} = 92,912 \text{ min}^{-1} \quad (3)$$

$$M'_{k2} = \frac{60 \cdot P'_2}{2 \cdot \pi \cdot n'_2} = \frac{60 \cdot 5445}{2 \cdot \pi \cdot 92,912} = 559,625 \text{ Nm} \quad (4)$$

Výpočet výkonu a otáček na hlavním ložisku

$$P_3 = P_2' \cdot \eta_s = 5,445 \cdot 0,99 = 5,391 \text{ kW} \quad (5)$$

$$n_3' = \frac{n_2'}{i_s} = \frac{92,912}{6} = 15,485 \text{ min}^{-1} \quad (6)$$

Krouticí moment při 15 otáčkách hlavního ložiska za minutu

$$M_{k3} = \frac{60 \cdot P_3}{2 \cdot \pi \cdot n_3} = \frac{60 \cdot 5391}{2 \cdot \pi \cdot 15} = 3432,017 \text{ Nm} \quad (7)$$

Přepočet otáček a krouticího momentu pastorku

$$n_2 = n_3 \cdot i_s = 15 \cdot 6 = 90 \text{ min}^{-1} \quad (8)$$

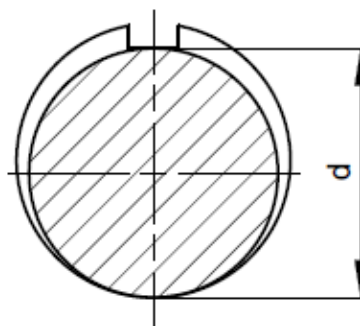
$$M_{k2} = \frac{60 \cdot P_2}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{60 \cdot 5445}{2 \cdot \pi \cdot 90} = 577,732 \text{ Nm} \quad (9)$$

3.1 Stanovení průměrů hřídele

Průměry hřídele elektromotoru a převodovky nemusí být stanoveny, neboť jsou dodávány přímo výrobcem daného zařízení.

Hřídel spojky LSV20

Pro návrh hřídele byla použita ocel 11 500. Mez kluzu oceli 11 500 podle [6] $R_e = 245 \text{ MPa}$. Průměr hřídele se předběžně navrhuje z rovnice namáhání na krut (10). Do výpočtu předběžného návrhu průměru (11) vstupuje hodnota dovoleného napětí v krutu (13) a krouticí moment od elektromotoru (1). Dovolené napětí v krutu $\tau_{D,krut}$ se vypočte podle [2] z dovoleného napětí σ_D . Pro výpočet dovoleného napětí (12) byla zvolena hodnota bezpečnosti $k = 2,5$.



Obr. 13 - Výpočtový průměr

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_{D,krut} \quad (10)$$

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{D,krut}}} \quad (11)$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{245}{2,5} = 98 \text{ MPa} \quad (12)$$

$$\tau_{D,krut} = \frac{\sigma_D}{2} = \frac{98}{2} = 49 \text{ MPa} \quad (13)$$

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{D,krut}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 36097}{\pi \cdot 49}} = 15,539 \text{ mm} \quad (14)$$

Z konstrukčních důvodů byl zvolen průměr hřídele spojky LSV 20 $d = 38 \text{ mm}$.

Hnací hřídel s pastorkem

Materiál hnací hřídele ocel 14 220 s mezí kluzu podle [6] $R_e = 590 \text{ MPa}$. Minimální průměr hnacího hřídele byl stanoven z rovnice (11). Z rovnice (12) dovolené napětí materiálu 14 220 je $\sigma_D = 236 \text{ MPa}$. Dále z rovnice (13) dovolené napětí v krutu $\tau_{D,krut} = 118 \text{ MPa}$.

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{D,krut}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 577732}{\pi \cdot 118}} = 29,215 \text{ mm} \quad (15)$$

Z konstrukčních důvodů byl zvolen minimální průměr hřídele $d = 42 \text{ mm}$.

3.2 Návrh a kontrola hřídelových per

Pro bezpečný přenos krouticích momentů je nutné provést kontrolní výpočet navržených per.

Hřídel spojky LSV20

Dovolený měrný tlak podle [2] pro náboj zhotovený z oceli $p_D = 150 \text{ MPa}$. Bylo navrženo pero s rozměry $b = 10 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $t = 4,7 \text{ mm}$, $t_1 = 3,3 \text{ mm}$. Délka náboje l se vypočte z pevnostní kontroly na otlačení (17). Nejprve byla vypočtena síla působící na pero F (16) poté byla dosazena do rovnice pro výpočet předběžné délky pera (18). Průměr $d = 38 \text{ mm}$ je navržený průměr hřídele hnací spojky LSV 20.

$$F = \frac{1000 \cdot M_{k1}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1000 \cdot 36,097}{\frac{38}{2} + \frac{3,3}{2}} = 1748,039 \text{ N} \quad (16)$$

$$p = \frac{F}{l' \cdot t_1} \leq p_D \quad (17)$$

$$l' \geq \frac{F}{p_D \cdot t_1} = \frac{1748,039}{150 \cdot 3,3} = 3,351 \text{ mm} \quad (18)$$

$$l = l' + b = 3,351 + 10 = 13,351 \text{ mm} \quad (19)$$

Z konstrukčních důvodů byla hodnota délky pera zvolena $l = 70 \text{ mm}$. Zvoleno normalizované těsné pero s označením PERO 10e7x8x70 ČSN 02 2562.

Hnací hřídel s pastorkem

Pro spojení se spojkou BKN bylo navrženo pero s rozměry $b = 12 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $t = 4,9 \text{ mm}$, $t_1 = 3,1 \text{ mm}$. Postup výpočtu je shodný jako u hřídele spojky LSV 20. Nejprve byla vyjádřena síla působící na pero (20). Následně se síla dosadila do rovnice (21).

$$F = \frac{1000 \cdot M_{k2}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1000 \cdot 577,732}{\frac{42}{2} + \frac{3,1}{2}} = 25620,044 \text{ N} \quad (20)$$

$$l' \geq \frac{F}{p_D \cdot t_1} = \frac{25620,044}{150 \cdot 3,1} = 55,097 \text{ mm} \quad (21)$$

$$l = l' + b = 55,097 + 12 = 67,092 \text{ mm} \quad (22)$$

Z konstrukčních důvodů byla hodnota délky pera zvolena $l = 90 \text{ mm}$. Zvoleno normalizované těsné pero s označením PERO 12e7x8x90 ČSN 02 2562.

Pro spojení hřídele s pastorkem bylo navrženo pero s rozměry $b = 14 \text{ mm}$, $h = 9 \text{ mm}$, $t = 5,5 \text{ mm}$, $t_1 = 3,5 \text{ mm}$.

$$F = \frac{1000 \cdot M_{k2}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1000 \cdot 577,732}{\frac{50}{2} + \frac{3,5}{2}} = 21597,458 \text{ N} \quad (23)$$

$$l' \geq \frac{F}{p_D \cdot t_1} = \frac{21597,458}{150 \cdot 3,5} = 41,138 \text{ mm} \quad (24)$$

$$l = l' + b = 41,138 + 14 = 55,138 \text{ mm} \quad (25)$$

Z konstrukčních důvodů byla hodnota délky pera zvolena $l = 63 \text{ mm}$. Zvoleno normalizované těsné pero s označením PERO 14e7x9x63 ČSN 02 2562.

3.3 Úroveň zátěže

Ze zkušeností firmy Ramet a.s. vyplývá, že radarový mechanismus je zatížen více jak jednou úrovní zátěže. Úroveň zátěže je ovlivňována klimatickými podmínkami. Každá úroveň zátěže má určitý časový výskyt.

Tab. 1 - Časový výskyt úrovně zátěže

Časový výskyt [%]	Úroveň zátěže [%]
1,17	100
3,6	72
85,23	14

Za celý životní cyklus radarového zařízení mnohdy 100% úroveň zátěže nenastane. Je patrné, že největší časový výskyt má právě 14% zátěž. Při 14% zátěži dosahuje výkon elektromotoru hodnoty $P_1^{14} = 2,2 \text{ kW}$. Tato hodnota výkonu byla převzata z naměřených údajů společnosti Ramet a.s. Byly stanoveny hodnoty krouticích momentů a výkonů pro tuto úroveň. Výpočty krouticích momentů byly provedeny podle rovnice (1). Výpočty výkonů podle rovnice (2).

$$M_{k1}^{14} = \frac{60 \cdot P_1^{14}}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{60 \cdot 2200}{2 \cdot \pi \cdot 1455} = 14,439 \text{ Nm} \quad (26)$$

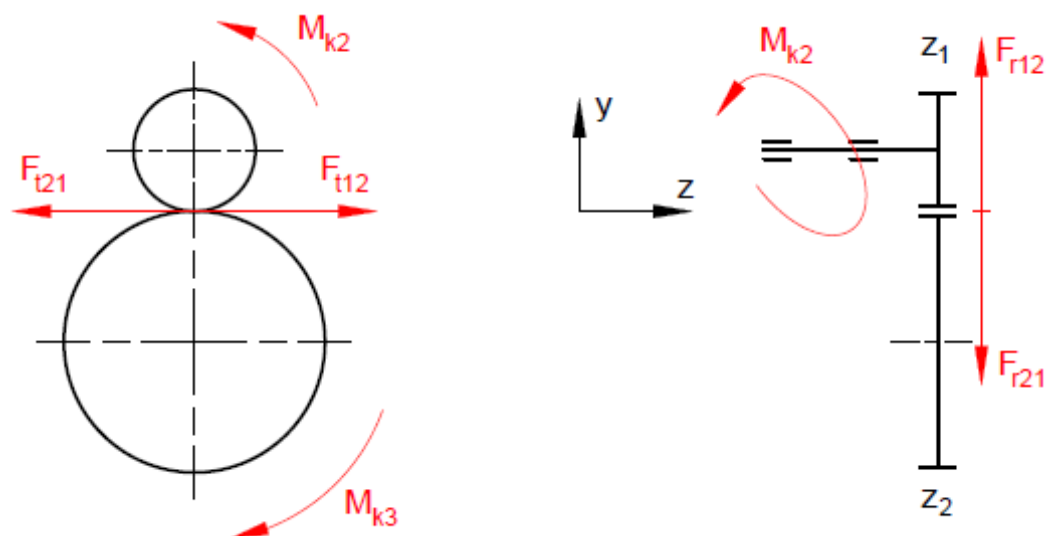
$$P_2^{14} = P_1^{14} \cdot \eta_p = 2,2 \cdot 0,99 = 2,178 \text{ kW} \quad (27)$$

$$M_{k2}^{14} = \frac{60 \cdot P_2^{14}}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{60 \cdot 2178}{2 \cdot \pi \cdot 90} = 231,093 \text{ Nm} \quad (28)$$

$$P_3^{14} = P_2^{14} \cdot \eta_s = 2,178 \cdot 0,99 = 2,156 \text{ kW} \quad (29)$$

$$M_{k3}^{14} = \frac{60 \cdot P_3^{14}}{2 \cdot \pi \cdot n_3} = \frac{60 \cdot 2156}{2 \cdot \pi \cdot 15} = 1372,552 \text{ Nm} \quad (30)$$

3.4 Ozubený převod



Obr. 14 - Schéma rozložení sil na ozubeném převodu

Výpočet sil při úrovni zátěže 100%

Výpočet obvodových sil [4]. Roztečný průměr pastorku příloha C (Tab. 1).

$$F_{t1,2} = F_{t2,1} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_p} = \frac{2 \cdot 577732}{132} = 8753,515 \text{ N} \quad (31)$$

Výpočet radiálních sil [4]

$$F_{r1,2} = F_{r2,1} = F_{t1,2} \cdot \tan \alpha_n = 8753,515 \cdot \tan 20^\circ = 3186,019 \text{ N} \quad (32)$$

Axiální síly nepůsobí na soukolí s přímými zuby.

Výpočet sil při úrovni zátěže 14%

Výpočet obvodových sil podle rovnice (31). Pro radiální síly na soukolí rovnice (32).

$$F_{t1,2}^{14} = F_{t2,1}^{14} = \frac{2 \cdot M_{k2}^{14}}{d_p} = \frac{2 \cdot 231093}{132} = 3501,409 \text{ N} \quad (33)$$

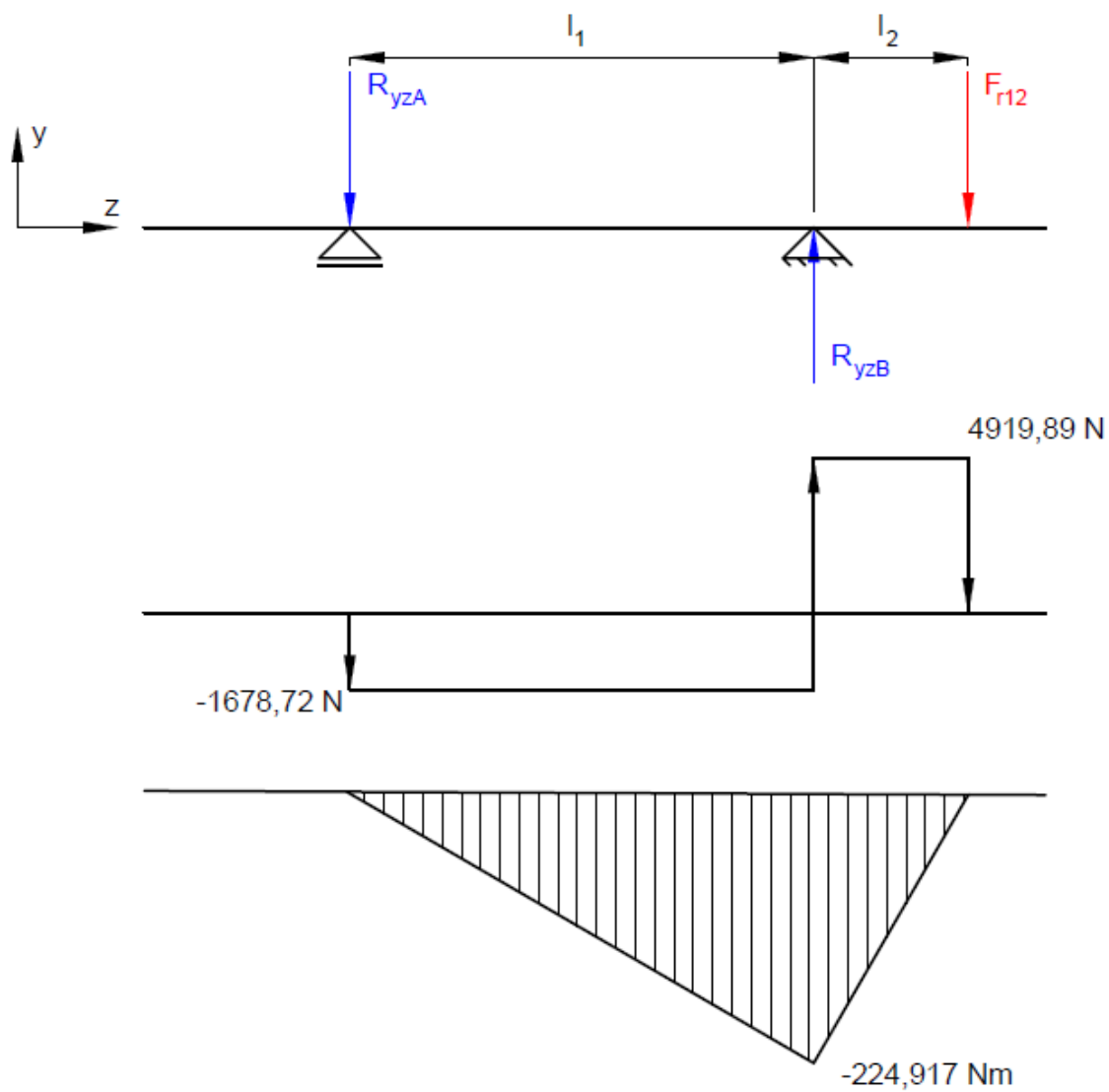
$$F_{r1,2}^{14} = F_{t1,2}^{14} \cdot \tan \alpha_n = 3501,409 \cdot \tan 20^\circ = 1274,409 \text{ N} \quad (34)$$

3.5 Výpočet reakcí v podporách na hřídeli při úrovni zátěže 100%

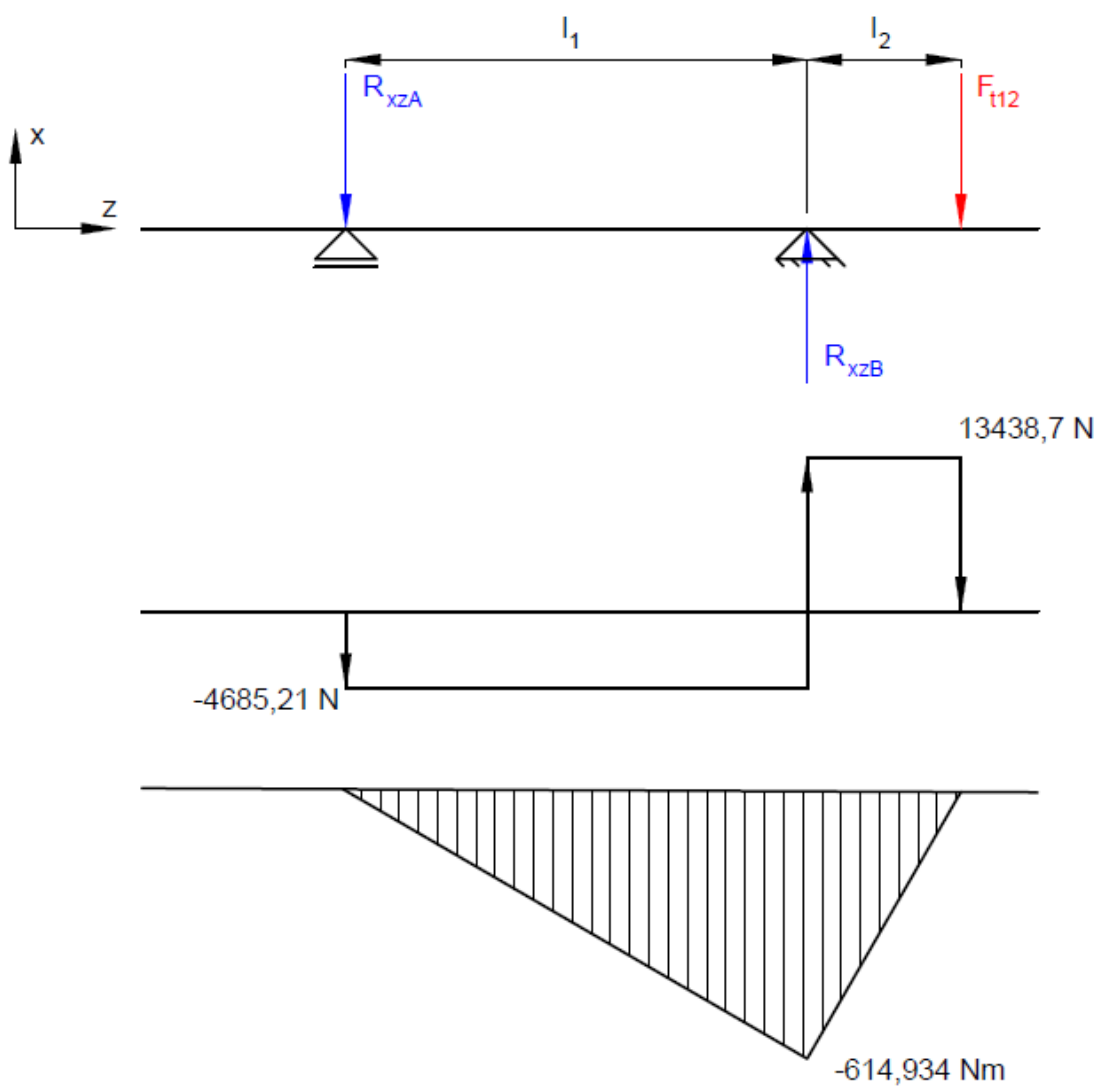
Výpočet reakcí byl proveden v programu Autodesk Inventor Professional 2016 [19]. Výpočet radiálních reakcí (35) a (36) byl proveden se zřetelem dynamické bezpečnosti $K_A = 1,5[-]$ podle [7].

Tab. 2 - Reakce v podporách hnacího hřídele při 100% zátěži

Rovina Y-Z	Rovina X-Z
$R_{yZA} = -1678,72 \text{ N}$	$R_{xZA} = -4685,21 \text{ N}$
$R_{yZB} = 4919,89 \text{ N}$	$R_{yZB} = 13438,7 \text{ N}$



Obr. 15 - Schéma zatížení hnacího hřídele v rovině YZ



Obr. 16 - Schéma zatížení hnacího hřídele v rovině XZ

Radiální reakce v podpoře A

$$R_{vrA} = \sqrt{(K_A \cdot R_{yzA})^2 + (K_A \cdot R_{xzA})^2} = \quad (35)$$

$$= \sqrt{(1,5 \cdot (-1678,72))^2 + (1,5 \cdot (-4685,21))^2} = 7465,314 \text{ N}$$

Radiální reakce v podpoře B

$$R_{vrB} = \sqrt{(K_A \cdot R_{yzB})^2 + (K_A \cdot R_{xzB})^2} = \quad (36)$$

$$= \sqrt{(1,5 \cdot 4919,89)^2 + (1,5 \cdot 13438,7)^2} = 21466,461 \text{ N}$$

3.6 Výpočet reakcí v podporách na hřídeli při úrovni zátěže 14%

Stanovení reakcí bylo provedeno v programu Autodesk Inventor Professional 2016 [19].

Tab. 3 - Reakce v podporách hnacího hřídele při 14% zátěži

Rovina Y-Z	Rovina X-Z
$R_{yzA}^{14} = -655,556 \text{ N}$	$R_{xzA}^{14} = -1874,09 \text{ N}$
$R_{yzB}^{14} = 1985,11 \text{ N}$	$R_{xzB}^{14} = 5375,5 \text{ N}$

Radiální reakce v podporách hřídele. V místě A se radiální reakce spočte podle vzorce (35). V místě B byla stanovena reakce podle (36).

$$R_{vrA}^{14} = 2978,158 \text{ N} \quad (37)$$

$$R_{vrB}^{14} = 8595,492 \text{ N} \quad (38)$$

3.7 Kontrola ložisek hnací hřídele při úrovni zátěže 100%

Byla zvolena jednořadá kuličková ložiska řady Explorer od společnosti SKF. Ložisko 6309 a ložisko 6310. Ložisko 6309 je uloženo v místě A na hřídeli. Ložisko 6310 je uloženo v místě B.

Ložisko 6310

Základní parametry ložiska podle [11]. Základní únosnost dynamická $C = 65 \text{ kN}$ a mezní únavové zatížení $P_u = 1,6 \text{ kN}$. Základní rozměry ložiska. Vnější průměr $D = 110 \text{ mm}$ a vnitřní průměr $d = 50 \text{ mm}$.

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P_B je rovno radiální reakci podle (36).

$$P_B = R_{vrB} = 21466,461 \text{ N} \quad (39)$$

Trvanlivost podle SKF

Norma ISO 281:2007 obsahuje modifikaci pro výpočet trvanlivosti ložisek. Modifikace spočívá v doplnění součinitelů. Součinitel trvanlivosti podle SKF a_{SKF} a součinitel spolehlivosti a_1 .

Součinitel spolehlivosti podle přílohy A (Obr. 1) $a_1 = 1[-]$ při 90% spolehlivosti. To znamená, že pravděpodobnost poruchy je 10%.

Součinitel spolehlivost podle SKF a_{SKF} se určí podle přílohy A (Obr. 3) pro radiální ložiska s bodovým stykem. Součinitel představuje závislost poměru mezního únavového zatížení, úrovně znečištění a stavu mazání. Pro určení hodnoty z diagramu musí být vypočítány následující parametry.

Viskozita, která zajišťuje dobré mazání a závisí na středním průměru ložiska $d_m = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (50 + 110) = 80 \text{ mm}$. Podle přílohy A (Obr. 2) určení potřebné viskozity v_1 odvodíme hodnotu, která závisí na středním průměru ložiska a otáčkách. Určená hodnota viskozity $v_1 = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$. Bylo zvoleno speciální plastické mazivo MOGUL LC 2 podle [15] s kinematickou viskozitou základního oleje při 40°C $v = 175 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Viskozní poměr

$$\kappa = \frac{v}{v_1} = \frac{175}{100} = 1,75 \quad (40)$$

Součinitel znečištění na doporučení pro mechanismy radarů $\eta_c = 0,5$. Tato hodnota odpovídá normální čistotě.

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P_B} = 0,5 \cdot \frac{1600}{21466,461} = 0,037 \quad (41)$$

Z diagramu byla odečtena hodnota součinitele $a_{SKF} = 1,1$.

Podle SKF trvanlivost ložiska v miliónech otáček

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P_B}\right)^p = \text{mil. ot.} \quad (42)$$

$$L_{nm} = 1 \cdot 1,1 \cdot \left(\frac{65000}{21466,461}\right)^3 = 30,539 \text{ mil. ot.} \quad (43)$$

Trvanlivost podle SKF v provozních hodinách

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{nm} = \frac{10^6}{60 \cdot 90} \cdot 30,539 = 5655,37 \text{ h} \quad (44)$$

Ložisko 6309

Základní parametry ložiska podle [12]. Základní únosnost dynamická $C = 55,3 \text{ kN}$ a mezní únavové zatížení $P_u = 1,6 \text{ kN}$. Základní rozměry ložiska. Vnější průměr $D = 100 \text{ mm}$ a vnitřní průměr $d = 45 \text{ mm}$.

Ekvivalentní dynamické zatížení P_A je rovno radiální reakci podle (35).

$$P_A = R_{vrA} = 7465,314 \text{ N} \quad (45)$$

Trvanlivost podle SKF

Z diagramu byla odečtena hodnota $a_{SKF} = 2,2$.

$$L_{nm} = 1 \cdot 2,2 \cdot \left(\frac{55300}{7465,314} \right)^3 = 894,239 \text{ mil. ot.} \quad (46)$$

Trvanlivost podle SKF v provozních hodinách

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{nm} = \frac{10^6}{60 \cdot 90} \cdot 894,239 = 165600 \text{ h} \quad (47)$$

3.8 Kontrola ložisek hnací hřídele při úrovni zátěže 14%

Výpočet trvanlivosti je nutno provést i pro úroveň zátěže 14%, protože na této úrovni budou ložiska zatěžována více jak 85% provozního času.

Ložisko 6310

Výpočet trvanlivosti podle SKF rovnice (42) $L_{nmh} = 475,686 \text{ mil. ot.}$, v provozních hodinách podle rovnice (44) $L_{nmh} = 88090 \text{ h}$.

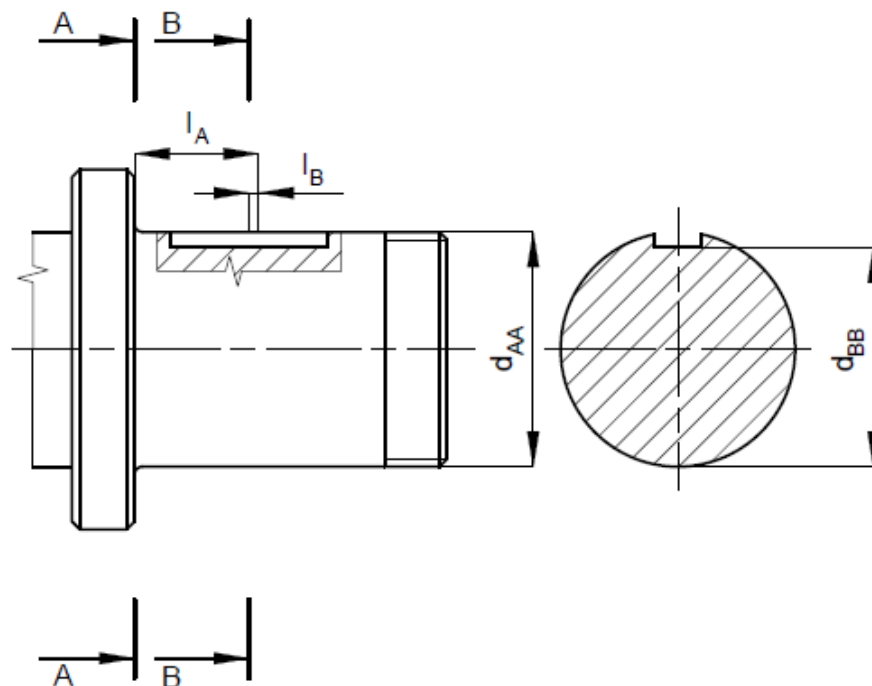
Pro finální vyhodnocení trvanlivosti ložiska se bere v úvahu hodnota trvanlivosti podle SKF v provozních hodinách při úrovni zátěže 14%. Trvanlivost ložiska je dostačující $L_{nmh} = 88090 \text{ h}$. Vyhovuje.

Ložisko 6309

Výpočet trvanlivosti podle SKF rovnice (46) $L_{nmh} = 14084,937 \text{ mil. ot.}$, v provozních hodinách podle rovnice (47) $L_{nmh} = 2608321,667 \text{ h}$.

Pro finální vyhodnocení trvanlivosti ložiska se bere v úvahu hodnota trvanlivosti podle SKF v provozních hodinách při úrovni zátěže 14%. Trvanlivost ložiska dosahuje vysokých hodnot $L_{nmh} = 2608321,667 \text{ h}$. Vyhovuje.

3.9 Kontrola hnacího hřídele



Obr. 17 - Kontrola průřezů hnacího hřídele pod pastorkem

Průběh ohybových momentů je znázorněn na (Obr. 15) a (Obr. 16). Bylo uvažováno působení síly do středu pastorku tj. vzdálenost $l_A = 0,033 \text{ m}$ od místa kritického průřezu A-A. Vzdálenost $l_B = 0,0005 \text{ m}$ je vzdálenost do středu drážky od působíště síly. Postup výpočtu byl prováděn dle [7].

$$M_{oyzAA} = l_A \cdot F_{r1,2} = 0,033 \cdot (-3186,019) = -105,139 \text{ Nm} \quad (48)$$

$$M_{oxzAA} = l_A \cdot F_{t1,2} = 0,033 \cdot (-8753,515) = -288,866 \text{ Nm} \quad (49)$$

$$M_{oyzBB} = l_B \cdot F_{r1,2} = 0,0005 \cdot (-3186,019) = -1,593 \text{ Nm} \quad (50)$$

$$M_{oxzBB} = l_B \cdot F_{t1,2} = 0,0005 \cdot (-8753,515) = -4,377 \text{ Nm} \quad (51)$$

Průběh točivého momentu se započtením dynamického součinitele $K_A = 1,5$. Velikost dynamického součinitele volena podle [7].

$$M_{k2AA-BB} = M_{k2} \cdot K_A = 577,732 \cdot 1,5 = 866,598 \text{ Nm} \quad (52)$$

Výsledný ohybový moment v průřezu A-A se započtením dynamického součinitele

$$M_{oAA} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oyzAA})^2 + (K_A \cdot M_{oxzAA})^2} = \quad (53)$$

$$= \sqrt{(1,5 \cdot (-105,139))^2 + (1,5 \cdot (-288,866))^2} = 461,107 \text{ Nm}$$

Výsledný ohybový moment v průřezu B-B se započtením dynamického součinitele

$$M_{oBB} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oyzBB})^2 + (K_A \cdot M_{oxzBB})^2} = \quad (54)$$

$$= \sqrt{(1,5 \cdot (-1,593))^2 + (1,5 \cdot (-4,377))^2} = 6,987 \text{ Nm}$$

Statická kontrola

Ohybové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{soAA} = \frac{32 \cdot M_{oAA}}{\pi \cdot d_{AA}^3} \cdot \alpha_{\sigma AA} = \frac{32 \cdot 461107}{\pi \cdot 50^3} \cdot 2,6 = 97,693 \text{ MPa} \quad (55)$$

Určení součinitele $\alpha_{\sigma AA}$. Velikost součinitele se volí z (Obr. 1) v příloze B podle [2], kde musí být nejprve stanoveny potřebné výpočty (56) a (57). Poté se z grafu vyhodnotí velikost součinitele $\alpha_{\sigma AA} = 2,6$.

$$\frac{\rho}{t} = \frac{1}{4} = 0,25 \quad (56)$$

$$\frac{d}{D} = \frac{50}{58} = 0,862 \quad (57)$$

Smykové napětí v průřezu B-B

$$\tau_{sAA} = \frac{16 \cdot M_{k2AA-BB}}{\pi \cdot d_{AA}^3} \cdot \alpha_{\tau AA} = \frac{16 \cdot 866598}{\pi \cdot 50^3} \cdot 1,8 = 61,555 \text{ MPa} \quad (58)$$

Určení součinitele $\alpha_{\tau AA}$. Velikost součinitele se volí z (Obr. 2) v příloze B podle [2], kde musí být nejprve stanoveny potřebné výpočty (56) a (57). Poté se z grafu vyhodnotí velikost součinitele $\alpha_{\tau AA} = 1,8$.

Redukované napětí v průřezu A-A podle Guesta

$$\sigma_{redAA} = \sqrt{\sigma_{soAA}^2 + 4 \cdot \tau_{sAA}^2} = \quad (59)$$

$$= \sqrt{97,693^2 + 4 \cdot 61,555^2} = 157,162 \text{ MPa}$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A

$$k_{sAA} = \frac{R_{e14220}}{\sigma_{redAA}} = \frac{590}{157,162} = 3,75 \quad (60)$$

Ohybové napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{soBB} = \frac{32 \cdot M_{oBB}}{\pi \cdot d_{BB}^3} \cdot \alpha_{\sigma BB} = \frac{32 \cdot 6987}{\pi \cdot 44,5^3} \cdot 3,2 = 2,584 \text{ MPa} \quad (61)$$

Smykové napětí v průřezu B-B

$$\begin{aligned} \tau_{sBB} &= \frac{16 \cdot M_{k2AA-BB}}{\pi \cdot d_{BB}^3} \cdot \alpha_{\tau BB} = \\ &= \frac{16 \cdot 866598}{\pi \cdot 44,5^3} \cdot 3,17 = 158,769 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (62)$$

Určení součinitele $\alpha_{\tau BB}$. Součinitel tvaru u drážky pro pero určíme ze vztahu (63) podle [2].

$$\alpha_{\tau BB} = 2 + 0,05 \cdot \frac{b}{\rho} = 2 + 0,05 \cdot \frac{14}{0,6} = 3,17 \quad (63)$$

Redukované napětí v průřezu B-B podle Guesta

$$\begin{aligned} \sigma_{redBB} &= \sqrt{\sigma_{soBB}^2 + 4 \cdot \tau_{sBB}^2} = \\ &= \sqrt{2,584^2 + 4 \cdot 158,769^2} = 317,549 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (64)$$

Statická bezpečnost v průřezu B-B

$$k_{sBB} = \frac{R_{e14220}}{\sigma_{redBB}} = \frac{590}{317,549} = 1,86 \quad (65)$$

Dynamická kontrola

Mez únavy v ohybu oceli 14 220

Mez pevnosti materiálu 14 220 podle [6] $R_m = 785 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{co14220} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 785 = 392,5 \text{ MPa} \quad (66)$$

Součinitel vrubové citlivosti v průřezu A-A se vyjádří ze vztahu (67) podle [2], kde součinitel $\eta_{co} = 0,7$ pro materiál ocel 14 220 [2].

$$\beta_{oAA} = 1 + (\alpha_{\sigma AA} - 1) \cdot \eta_{co} = 1 + (2,6 - 1) \cdot 0,7 = 2,12 \quad (67)$$

Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A

$$\sigma_{coAA14220}^* = \frac{\sigma_{co14220}}{\beta_{oAA}} = \frac{392,5}{2,12} = 185,142 \text{ MPa} \quad (68)$$

Amplituda napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{aoAA} = \frac{32 \cdot M_{oAA}}{\pi \cdot d_{AA}^3} = \frac{32 \cdot 461107}{\pi \cdot 50^3} = 37,574 \text{ MPa} \quad (69)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu průřezu A-A

$$k_{d\sigma AA} = \frac{\sigma_{coAA14220}^*}{\sigma_{aoAA}} = \frac{185,142}{37,574} = 4,93 \quad (70)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu A-A

$$k_{s\tau AA} = \frac{0,577 \cdot R_{m14220}}{\tau_{sAA}} = \frac{0,577 \cdot 785}{61,555} = 7,34 \quad (71)$$

Výsledná bezpečnost v průřezu A-A

$$k_{vAA} = \frac{k_{d\sigma AA} \cdot k_{s\tau AA}}{\sqrt{k_{d\sigma AA}^2 + k_{s\tau AA}^2}} = \frac{4,93 \cdot 7,34}{\sqrt{4,93^2 + 7,34^2}} = 4,1 \quad (72)$$

Součinitel vrubové citlivosti v průřezu B-B se vyjádří ze vztahu (73) podle [2].

$$\beta_{oBB} = 1 + (\alpha_{\sigma BB} - 1) \cdot \eta_{co} = 1 + (3,2 - 1) \cdot 0,7 = 2,54 \quad (73)$$

Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B

$$\sigma_{coBB14220}^* = \frac{\sigma_{co14220}}{\beta_{oBB}} = \frac{392,5}{2,54} = 154,528 \text{ MPa} \quad (74)$$

Amplituda napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{aoBB} = \frac{32 \cdot M_{oBB}}{\pi \cdot d_{BB}^3} = \frac{32 \cdot 6987}{\pi \cdot 44,5^3} = 0,808 \text{ MPa} \quad (75)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu průřezu B-B

$$k_{d\sigma BB} = \frac{\sigma_{coBB14220}^*}{\sigma_{aoBB}} = \frac{154,528}{0,808} = 191,25 \quad (76)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku průřezu B-B

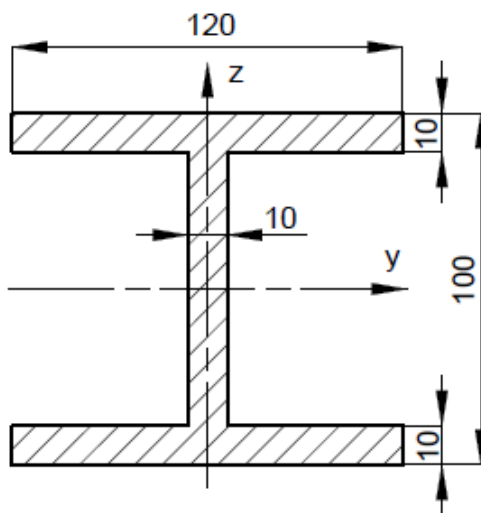
$$k_{\sigma BB} = \frac{0,577 \cdot R_{m14420}}{\tau_{sBB}} = \frac{0,577 \cdot 785}{158,769} = 2,85 \quad (77)$$

Výsledná bezpečnost v průřezu B-B

$$k_{vBB} = \frac{k_{d\sigma BB} \cdot k_{\sigma BB}}{\sqrt{k_{d\sigma BB}^2 + k_{\sigma BB}^2}} = \frac{191,25 \cdot 2,85}{\sqrt{191,25^2 + 2,85^2}} = 2,85 \quad (78)$$

3.10 Kontrola podstavy na vzpěr

Podstava je svařena z normalizovaných obdélníkových profilů z oceli 11 343 s rozměry dle (Obr. 18). Modul pružnosti materiálu oceli $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Délka podstavy $l = 1830 \text{ mm}$. Tyč je na jednom konci vetknutá a na konci druhém je možný posun ve dvou osách. V tomto případě vystupuje ve výpočtu číselná konstanta $n = \frac{1}{4}$, charakterizující způsob uložení prutu podle [2].



Obr. 18 - Schéma průřezu podstavy

Momenty setrvačnosti

$J_{y1} = J_{y3} = \frac{120 \cdot 10^3}{12} = 10000 \text{ mm}^4$	$J_{z1} = J_{z3} = \frac{120^3 \cdot 10}{12} = 1440000 \text{ mm}^4$
$J_{y2} = \frac{10 \cdot 80^3}{12} = 426666,67 \text{ mm}^4$	$J_{z2} = \frac{10^3 \cdot 80}{12} = 6666,67 \text{ mm}^4$

Kvadratické momenty průřezu

$$J_{zT} = J_{z1} \cdot 2 + J_{z2} = 1440000 \cdot 2 + 6666,67 = 2886666,67 \text{ mm}^4 \quad (79)$$

$$J_{yT} = \left[\frac{120 \cdot 10^3}{12} + (45 - 0)^2 \cdot 120 \cdot 10 \right] \cdot 2 + \quad (80)$$

$$\left[\frac{10 \cdot 80^3}{12} + (0 + 0)^2 \cdot 10 \cdot 80 \right] = 5307466,67 \text{ mm}^4$$

Minimální centrální kvadratický moment průřezové plochy prutu je roven nejmenšímu z vypočtených kvadratických momentů $J_{min} = J_{zT}$.

Plocha průřezu podstavy

$$S = 2 \cdot (120 + 10) + 80 \cdot 10 = 3200 \text{ mm}^2 \quad (81)$$

Štíhlostní poměr

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{2886666,67}{3200}} = 30,035 \text{ mm} \quad (82)$$

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{1830}{30,035} = 60,929 \quad (83)$$

Do výpočtu mezní štíhlosti zasahuje mez úměrnosti materiálu σ_u podle [2].

$$\sigma_u = 0,8 \cdot R_e = 0,8 \cdot 333 = 266,4 \text{ MPa} \quad (84)$$

$$\lambda_m = \pi \sqrt{\frac{n \cdot E}{\sigma_u}} = \pi \sqrt{\frac{\frac{1}{4} \cdot 2,1 \cdot 10^5}{266,4}} = 44,102 \quad (85)$$

$$\lambda > \lambda_m \quad (86)$$

Je patrné, že štíhlost je větší než mezní štíhlost. To znamená, že se jedná o pružný vzpěr a platí výpočet podle Eulera. Při výpočtu kritické síly je nutné stanovit redukovanou délku l_{red} .

$$l_{red} = \frac{l}{\sqrt{n}} = \frac{1830}{\sqrt{\frac{1}{4}}} = 3660 \text{ mm} \quad (87)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_{red}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2886666,67}{3660^2} = 446635,776 \text{ N} \quad (88)$$

Dovolená zatěžující síla je v tomto případě vypočtena jako součin hmotnosti a gravitačního zrychlení. Podstavu zatěžuje síla vyvozená váhou mechanismu $m_{mech} = 984 \text{ kg}$ (89) včetně antény, mezikusu, nosné části a ostatních dílů (97).

$$F_{a,mech} = m_{mech} \cdot g = 984 \cdot 9,81 = 9653,04 \text{ N} \quad (89)$$

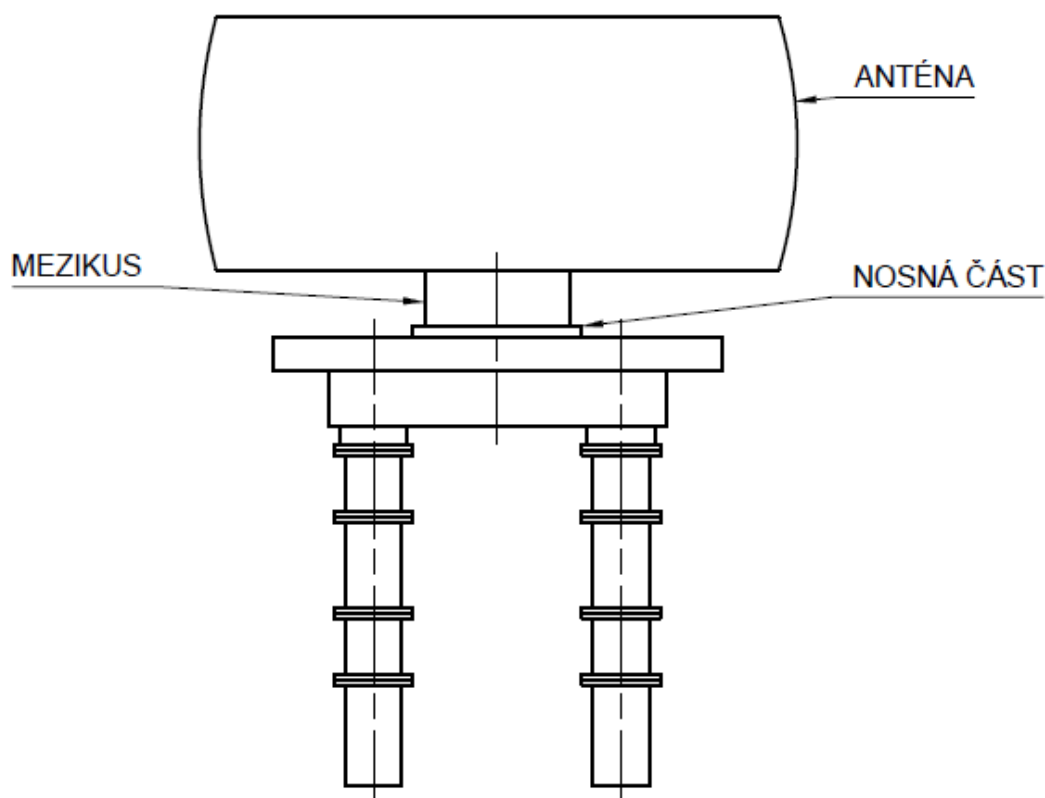
$$F = \frac{F_a + F_{a,mech}}{4} = \frac{36367,3 + 9653,04}{4} = 11505,085 \text{ N} \quad (90)$$

$$k = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{446635,776}{11505,085} = 38,8 \quad (91)$$

3.11 Pevnostní analýza

Z důvodu působení velkého zatížení na anténu musí být provedena pevnostní analýza vany. Zatížení se přenáší od antény skrze hlavní ložisko právě do vany.

Hmotnostní zátěž a síly působící na anténu



Obr. 19 - Schéma radarového systému

Hmotnosti jednotlivých dílů

Podle společnosti Ramet a.s. byla zvolena anténa pro primární přehledové radary o váze $m_a = 800 \text{ kg}$. Hmotnost mezikusu $m_m = 300 \text{ kg}$, nosné části $m_n = 203 \text{ kg}$ a ostatních dílů $m_o = 27 \text{ kg}$.

Celková hmotnost dílů

$$m_c = m_a + m_m + m_n + m_o = 800 + 300 + 203 + 27 = 1330 \text{ kg} \quad (92)$$

$$F_{ah} = m_c \cdot g = 1330 \cdot 9,81 = 13047,3 \text{ N} \quad (93)$$

Síly zatěžující anténu

Velikost zatěžujících sil jsem převzal z naměřených hodnot společnosti Ramet a.s. Hodnoty byly naměřeny za následujících podmínek: rychlost větru 36 m/s , teplota -40°C , při otáčkách antény 15 min^{-1} . Je však nutné k síle zatěžující anténu (94) připočítat sílu vyvozenou hmotností antény, mezikusu a ostatních dílů (93).

$$F_{aa} = 23320 \text{ N} \quad (94)$$

$$F_r = 27212 \text{ N} \quad (95)$$

$$M = 91590 \text{ Nm} \quad (96)$$

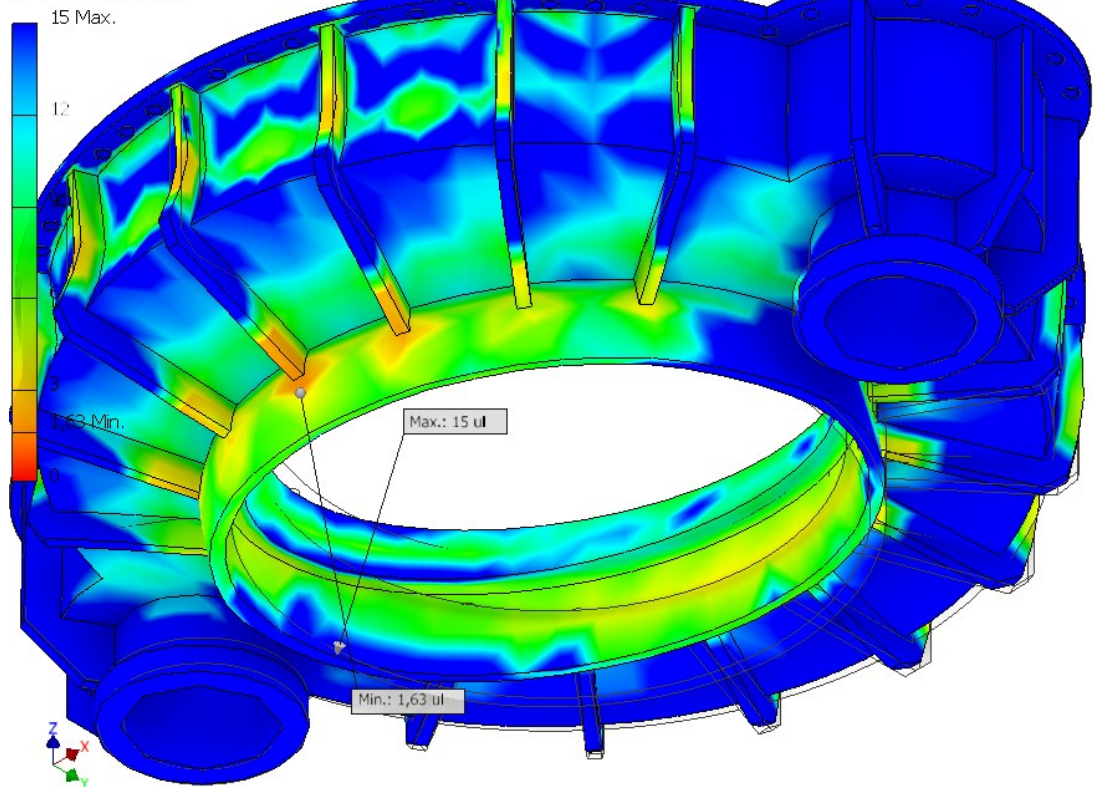
$$F_a = F_{aa} + F_{ah} = 23320 + 13047,3 = 36367,3 \text{ N} \quad (97)$$

Vstupní hodnoty pro pevnostní analýzu (Tab. 4). Pevnostní analýza MKP (Obr. 20) byla provedena v programu Autodesk Inventor Professional 2016 [19].

Tab. 4 - Vstupní hodnoty pevnostní analýzy

Axiální zatížení	$F_a = 36367,3 \text{ N}$
Radiální zatížení	$F_r = 27212 \text{ N}$
Klopný moment	$M = 91590 \text{ Nm}$

Typ: Součinitel bezpečnosti
 Jednotka: ul
 6. 4. 2016, 19:24:15



Obr. 20 - MKP vany

3.12 Hlavní ložisko

Výpočet ekvivalentního axiálního a momentového zatížení

Ve výpočtu ekvivalentního zatížení vystupuje statická bezpečnost podle PSL. Tato bezpečnost byla zvolena $S_o = 1,5$ podle [14].

$$F'_a = (F_a + 2,05 \cdot F_r) \cdot S_o = (36367,3 + 2,05 \cdot 27212) \cdot 1,5 = \quad (98)$$

$$F'_a = 138227,85 \text{ N}$$

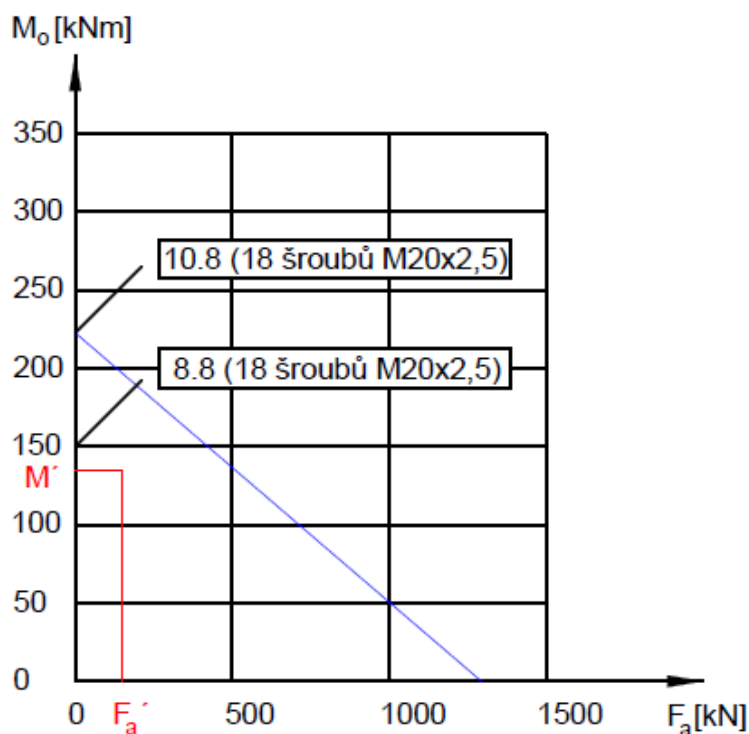
$$M' = M \cdot S_o = 91590 \cdot 1,5 = 137385 \text{ Nm} \quad (99)$$

Podmínka platnosti

$$0,1 < \frac{F'_a}{F_r} < 8 \quad (100)$$

$$0,1 < \frac{36367,3}{27212} = 1,336 < 8$$

Vypočtené ekvivalentní zatížení axiální a momentové bylo zaneseno do grafu únosnosti ložiska (Obr. 21).



Obr. 21 - Graf únosnosti ložiska PSL [13]

Bylo zvoleno ložisko 9E-1Z25-0675-0145-1 od společnosti PSL a.s. podle [13].

3.13 Kontrola ozubeného převodu

Pevnostní kontrola ozubení příloha C (Obr. 2) byla provedena pomocí programu ČSNw [18]. Vstupní parametry pro pevnostní kontrolu v příloze C (Tab. 1) a (Tab. 2) podle společnosti PSL a.s. Výsledky pevnostní kontroly dle ČSN navržené otoče a pastorku jsou vyhovující. Splňují podmínku minimální bezpečnosti v ohybu i v dotyku $S > 1,3$.

4 Závěr

Bakalářská práce se zabývala návrhem univerzální mechanismu pohonu anténních systémů. Jedná se o mechanismus aktivního radaru, tudíž anténa vykonává otáčivý pohyb. Otáčivého pohybu je docíleno použitím velkorozměrového ložiska s vnějším ozubením od společnosti PSL a.s. Velkorozměrová ložiska jsou schopná přenášet velké kombinované zatížení, které se u radarů vyskytují v důsledku klimatických podmínek. Pro pohon vnějšího věnce ložiska byly zvoleny elektromotory a dvoustupňové čelní převodovky značky Siemens. Siemens je společnost vyrábějící spolehlivé a osvědčené pohonné komponenty.

Podle zvoleného pohonného ústrojí a velikosti ložiska bylo navrženo základní těleso mechanismu a následně vana. Pro dodržení požadavku na výměnu ložiska bez demontáže antény je vana montována na spodní stranu základního tělesa. Tímto konstrukčním uspořádáním byl požadavek splněn.

Požadavek na výměnu elektromotoru za chodu zařízení byl splněn přidáním lamelové spojky LSV 20 do komponent pohonu.

Veškeré prvky antény a pohonu se montují na vanu. Na vaně byla provedena pevnostní analýza MKP. Výsledky analýzy byly vyhovující. Byl splněn požadavek, že mechanismus musí být otočný při maximálních otáčkách 15 ot/min, nosnosti 1000kg, zatížení vlastní vahou a silou způsobenou prouděním větru o rychlosti 36 m/s.

Navržené soukolí s přímými zuby bylo pevnostně zkontrolováno a vyhovuje jak na ohyb, tak i dotyk. Mechanismus je otočný. Byla splněna podmínka na funkčnost otáčení radarové antény.

5 Seznam použité literatury

Literatura:

- [1] BEZOUŠEK, Pavel a Pavel ŠEDIVÝ. *Radarová technika*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 978-800-1030-363.
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů - 1. svazek*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [3] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů - 2. svazek*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin HARTL, editor Miloš VLK, přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 90s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] HAVLÍK, Jiří a Petr MARŠÁLEK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů - cvičení* [online]. Ostrava, 2014 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: http://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/hav35/Cviceni_VaKSD.pdf
- [8] PSR MORAVA: Primární přehledový radar. *RAMET a.s.* [online]. 2014 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.ramet.as/cardfiles/card-1336/card-8298/img/4deeac532488b4cb3c857901c265f159.jpg>
- [9] MSSR M10SR: Monopulsní sekundární přehledový radar. *RAMET a.s.* [online]. 2014 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.ramet.as/cardfiles/card-1336/card-8299/img/78a49aff071accc224c103661bb503d.jpg>
- [10] SDD: Stanice monitorování radioelektronických signálů. *RAMET a.s.* [online]. 2014 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.ramet.as/cardfiles/card-1336/card-3343/img/8146e66999f626e9932990e7b40931c9.jpg>

- [11] Kuličková ložiska, jednořadá: 6310 SKF Explorer. *SKF* [online]. [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?designation=6310>
- [12] Kuličková ložiska, jednořadá: 6309 SKF Explorer. *SKF* [online]. [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?designation=6309>

Katalogy a prospekty:

- [13] KOLEKTIV PSL, a.s. *Katalóg otočí: Špeciálne veľkorozmerové ložiská - otoče - výrobný program* [online]. PSL, a.s., 2010 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: http://www.psl.sk/downloads/psl_23_2010_rev1_oto_s_public_01.pdf
- [14] KOLEKTIV PSL, a.s. *Otoče – technická príručka: Špeciálne veľkorozmerové ložiská - otoče - technická príručka* [online]. Žilina: Vladimír Petrák, 2009 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: http://www.psl.sk/downloads/psl_7_2001_tpo_s_rev_1.pdf
- [15] PARAMO MOGUL LC 2: Technické informace. *PARAMO* [online]. [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti_mogul_lc2_z2.pdf
- [16] Trvanlivost podle SKF. *SKF: Česká republika* [online]. [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selecting-bearing-size/using-life-equations/skf-rating-life/index.html>

Výpočetní programy:

- [17] NĚMČEK, M., Geometrický výpočet ozubení, verze 4.0. Software. 2015.
- [18] NĚMČEK, M., ČSN 01 4686, verze 3.0. Software. 2011.
- [19] Autodesk Inventor Professional 2016
- [20] AutoCAD Mechanical 2016

6 Seznam příloh

SLA0150-S	- výkres sestavy
SLA0150-S-SP	- seznam položek
SLA0150-03-01	- dílenský výkres hnacího hřídele
Příloha A	- trvanlivost ložisek a určení součinitelů SKF
Příloha B	- určení součinitelů tvaru
Příloha C	- vstupní parametry a pevnostní kontrola ozubení